

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 04-119245

(43)Date of publication of application : 20.04.1992

(51)Int.Cl.

F16H 3/66

(21)Application number : 02-234700

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD
RHYTHM CORP

(22)Date of filing : 05.09.1990

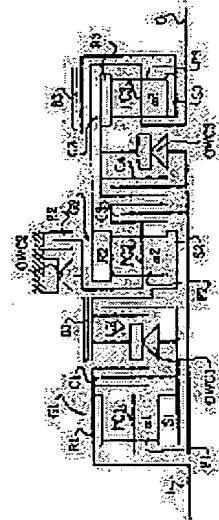
(72)Inventor : SUGANO KAZUHIKO
HIRAIWA KAZUMI

(54) PLANETARY GEAR TRAIN FOR AUTOMATIC TRANSMISSION

(57)Abstract:

PURPOSE: To miniaturize a transmission and facilitate the increase of the number of speed change steps, by connecting an input shaft to the 1st ring gear directly or through the 5th clutch, and connecting an output shaft to the 3rd pinion carrier directly.

CONSTITUTION: The 1st pinion carrier PC1 is connected to the 2nd pinion carrier PC2 through the 3rd clutch C3, and made fixable at a case through the 2nd one way clutch OWC2 and the 2nd brake B2 that are mutually in parallel. And the 3rd ring gear R3 is connected to the 1st pinion carrier PC1 through the 3rd one way clutch OWC3 and the 4th clutch C4 that are mutually in parallel, and the 2nd ring gear R2 is connected to the 3rd pinion carrier PC3, and the 3rd sun gear S3 is fixed at the case or made fixable at the case through the 3rd brake B3. And in addition, an input shaft 1 is connected to the 1st ring gear R1 directly or through the 5th clutch that is not shown in the drawing, and an output shaft O is connected directly to the 3rd pinion carrier PC3.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 特許公報 (B2)

(11)特許番号

第2956170号

(45)発行日 平成11年(1999)10月4日

(24)登録日 平成11年(1999)7月23日

(51)Int.Cl.
F 16 H
3/66
3/62

識別記号

P I
F 16 H
3/66
3/62

B
Z

請求項の数2(全7頁)

(21)出願番号 特願平2-234700
(22)出願日 平成2年(1990)9月5日
(65)公開番号 特開平4-119245
(43)公開日 平成4年(1992)4月20日
審査請求日 平成9年(1997)8月29日

(73)特許権者 99999999
日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(72)発明者 幸野一彦
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日
産自動車株式会社内
(72)発明者 平岩一美
静岡県浜松市御殿町283番地の3 リズ
ム自動車部品製造株式会社内
(74)代理人 弁理士 森 哲也 (外3名)
審査官 四々井 正吾

最終頁に続く

(54)【発明の名称】自動変速機の遊星歯車列

1

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】サンギヤと、リングギヤと、これらに噛合するビニオンを支持するビニオンキャリヤとからなる第1～第3の3組の遊星歯車組を用い、第1遊星歯車組にこれを一体にする一体用のクラッチを配置し、第1サンギヤを、相互に並列の第1ワンウェイクラッチ及び第2クラッチを介して第2サンギヤに連結し、第2サンギヤを、第1ブレーキを介してケースに固定可能にし、第1ビニオンキャリヤを、第3クラッチを介して第2ビニオンキャリヤに連結するとともに、この第2ビニオンキャリヤを、相互に並列の第2ワンウェイクラッチ及び第2ブレーキを介してケースに固定可能にし、第3リングギヤを、第1ビニオンキャリヤに、相互に並列の第3ワンウェイクラッチ及び第4クラッチを介して連結し、第2リングギヤを第3ビニオンキャリヤに連結し、第3サン

10

2

ギヤをケースに固定又は第3ブレーキを介して固定可能にし、入力軸を第1リングギヤに直接又は第5クラッチを介して連結するとともに、出力軸を第3ビニオンキャリヤに直接連結したことを特徴とする自動変速機の遊星歯車列。

【請求項2】第1リングギヤを入力軸に直接連結し、第1ビニオンキャリヤを第4クラッチを介して第3リングギヤに連結し、第3遊星歯車組にこれを一体にする第6クラッチを配置し、第3サンギヤを相互に並列な第3ブレーキ及び第3ワンウェイクラッチを介してケースに固定可能にしたことを特徴とする第1請求項記載の自動変速機の遊星歯車列。

【発明の詳細な説明】

【産業上の利用分野】

この発明は自動変速機の遊星歯車列に関する、特に3組

の遊星歯車組を備えて前進5～8段の変速比を有する自動変速機の遊星歯車列に関する。

【従来の技術】

従来の前進5段の変速比を得る自動変速機の遊星歯車列としては、例えば特開昭60-188646号公報に記載されたようなものがある。この遊星歯車列は、2組の遊星歯車組と、2対の減速歯車組と、5組のクラッチと、2組のブレーキと、3組のワンウェイクラッチと、副軸とを備えてなるものである。

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、前記従来技術にあっては、2対の減速歯車組を有し且つこれら歯車組のための副軸を用いるものであるために、変速機全体が大型になる不具合があるほか、前進5段の変速比の段数を増加することも容易ではないという不具合もある。

この発明はかかる従来の不具合を解決して、変速機の小型化を図るとともに、変速段数の増加を容易にすることを目的としている。

【課題を解決するための手段】

この発明の自動変速機の遊星歯車列は、サンギヤと、リングギヤと、これらに噛合するピニオンを支持するピニオンキャリヤとからなる第1～第3の3組の遊星歯車組を用いている。前記第1遊星歯車組にはこれを一体にする一体用のクラッチを配置する。一体用のクラッチはサンギヤとリングギヤとピニオンキャリヤとのうち2つを相互に固定するクラッチであり、そのためのものであれば切断及び追結の切換機構を複数組合せて構成するものであってもよい。

また、第1サンギヤを、相互に並列の第1ワンウェイクラッチ及び第2クラッチを介して第2サンギヤに連結し、第2サンギヤを、第1ブレーキを介してケースに固定可能にしている。

第1ピニオンキャリヤは、第3クラッチを介して第2ピニオンキャリヤに連結されるとともに、この第2ピニオンキャリヤは、相互に並列の第2ワンウェイクラッチ及び第2ブレーキを介してケースに固定可能にされている。

第3リングギヤは、第1ピニオンキャリヤに、相互に並列の第3ワンウェイクラッチ及び第4クラッチを介して連結され、第2リングギヤは第3ピニオンキャリヤに連結され、第3サンギヤはケースに固定又は第3ブレーキを介して固定可能にされている。

さらに、入力軸は第1リングギヤに直接又は第5クラッチを介して連結されるとともに、出力軸は第3ピニオンキャリヤに直接連結されている。

以上が第1請求項に対応する遊星歯車列であり、この遊星歯車列において、第1リングギヤを入力軸に直接連結し、第1ピニオンキャリヤを第4クラッチのみを介して第3リングギヤに連結し、第3遊星歯車組にこれを一体にする第6クラッチを配置し、第3サンギヤを相互に

並列な第3ブレーキ及び第3ワンウェイクラッチを介してケースに固定可能にすることもできる。これが第2請求項に対応する遊星歯車列である。

【作用】

第1請求項に対応する遊星歯車列は、入力軸を第1リングギヤに直接連結し且つ第3サンギヤを第3ブレーキを介してケースに固定可能にした場合には、第1～4クラッチ(C1～4)と第1～3ブレーキ(B1～3)と第1～3ワンウェイクラッチ(WMC1～3)とを後述の第2図において○印を付したように選択的に作動させることによりDレンジで前進5段の変速が可能になる。なお、ここにおいて第1クラッチ(C1)が第1遊星歯車組を一体にするクラッチに対応する。

また、第1請求項に対応する遊星歯車列で、入力軸を第1リングギヤに第5クラッチ(C5)を介して連結するとともに、第3サンギヤをケースに固定した場合には、第1～5クラッチ(C1～5)と第1～2ブレーキ(B1～2)と第1～3ワンウェイクラッチ(WMC1～3)とを後述の第5図において○印を付したように選択的に作動させることによりDレンジで前進6段の変速が可能になる。なお、ここにおいて第1遊星歯車組を一体にするクラッチには第1及び第5クラッチが対応し、両クラッチが締結されることによって第1遊星歯車組が一体になる。

前記第2図の作動図において、第2クラッチと第1,3ブレーキと第1ワンウェイクラッチWMC1とを作動させると、後述の第5図における第4速に相当する変速比を得ることができ、その結果、第2図においても前進6段の変速比を得ることができる。

第2請求項に対応する遊星歯車組は、第1,2,3,4,6クラッチ(C1,2,3,4,6)と第1～3ブレーキ(B1～3)と第1～3ワンウェイクラッチ(WMC1～3)とを後述の第8図において○印を付したように選択的に作動させることによりDレンジで前進8段の変速が可能になる。

【実施例】

次にこの発明の実施例を説明する。

【第1実施例】

第1～3図は第1実施例であり、第1請求項に対応する。この自動変速機の遊星歯車列は、第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、第3遊星歯車組G3、入力軸I、出力軸O、第1～4クラッチC1～4、第1～3ブレーキB1～3、第1～3ワンウェイクラッチWMC1～3を有している。各遊星歯車組G1～3は、それぞれがサンギヤS、リングギヤR、これらに同時に噛合するピニオンPを支持するピニオンキャリヤPCが構成要素となっていて、第1遊星歯車組G1の各要素には前記S,R,P,PCの符号に1の符号を付加し、第2遊星歯車組G2の前記各要素には同じく2の符号を、また第3遊星歯車組G3の前記各要素には同じく3の符号を付加して夫々図示している。

この実施例では、第1サンギヤS1と第1リングギヤR1

とを第1クラッチC1を介して締結又は開放可能に連結して、その連結時に第1遊星歯車組G1を一体にするように構成している。従ってこの実施例では第1クラッチC1が第1遊星歯車組G1の一体用クラッチをなす。

第1リングギヤR1には入力軸Iが直接連結され、また第1サンギヤS1には、相互に並列の第1ワンウェイクラッチC1C1及び第2クラッチC2を介して第2サンギヤS2が連結され、この第2サンギヤS2は第1ブレーキB1を介してケースに固定可能にされている。

第1ビニオンキャリヤPC1は、第3クラッチC3を介して第2ビニオンキャリヤPC2に連結されており、この第2ビニオンキャリヤPC2は、相互に並列の第2ワンウェイクラッチC2C2及び第2ブレーキB2を介してケースに固定可能にされている。

第3リングギヤR3は、第1ビニオンキャリヤPC1に、相互に並列の第3ワンウェイクラッチC3C3及び第4クラッチC4を介して連結され、第3ビニオンキャリヤPC3は第2リングギヤR2に直接連結されている。

また、第3サンギヤS2は第3ブレーキB3によりケースに固定可能にされ、且つ第3ビニオンキャリヤPC3は出力軸Oに直接連結されている。

以上の構成を有する自動変速機の遊星歯車例では、各クラッチ、ブレーキ、ワンウェイクラッチを、第2図に示す組合せで作動させることにより同図に示すようなDレンジにおける前進5段の変速とLレンジにおける前進4段の変速とRレンジでの変速を得ることができる。同図における○印が作動する構成要素であり、(○)印は動力伝達には無関係であり、【○】印はエンジンブレーキ時にのみ動力伝達することになっている。

DレンジとRレンジでの変速比は第3図に示す通りである。ここで $\alpha 1$ は第1サンギヤS1と第1リングギヤR1との歯数比であり、 $\alpha 2$ は第2サンギヤS2と第2リングギヤR2との歯数比であり、 $\alpha 3$ は第3サンギヤS3と第3リングギヤR3との歯数比である。第3図では $\alpha 1$ と $\alpha 2$ と $\alpha 3$ の各値の組合せを表内に記載した3種類とした場合の各変速比が記載されている。同図に示すように、これらの値を変化させても第1～5速間における瞬間変速比どうしの比、すなわち段間比が適切に整合されたものとなっていることが分かる。したがって、各変速比の設定の自由度が大であることが理解できる。

ここで、Dレンジにおいては第2,4クラッチC2,C4と、第2ブレーキB2とは開放したままであり、第3ブレーキB3は締結したままであるから、Dレンジにおける各変速段間での切換時に動作を切り換える要素が少なく、変速タイミングの調整が容易である。

また、第3クラッチC3、第1,3ブレーキB1,B3、及び第1ワンウェイクラッチC1C1を作動させることにより、Dレンジの第3速と第4速の中間の変速比を得ることができる。すなわち、次式の変速比がこれである。

$$\frac{1 + \alpha 1}{1 + \alpha 2}$$

これにより、Dレンジにおいて前進6段の変速比を得ることができる。

(第2実施例)

第4～6図は第2実施例であり、これも第1請求項に応する。ここでは、第1実施例の各構成要素に第5クラッチC5が加えられ、且つ第3ブレーキB3が省略されて構成されている。すなわち、第1リングギヤR1と入力軸Iとが第5クラッチC5を介して連結され、入力軸Iと第1サンギヤS1とが第1クラッチC1を介して連結されていて、第1及び第5クラッチC1,C5を両方締結することにより第1リングギヤR1と第1サンギヤS1とを一体に回転させ、もって第1遊星歯車組G1を一体にするものである。よって、第1及び第5クラッチC1,C5は個別に第1サンギヤS1とリングギヤR2との間を締結又は開放可能にする一方で、これら両クラッチにより第1遊星歯車組G1の一体用クラッチを構成している。かくして、第1実施例のように第1サンギヤS1と第1リングギヤR1との間を直接締結するためのクラッチは存在しない。また、第3サンギヤS3はケースに直結されていて常時非回転となっている。

而して、この実施例の遊星歯車列では、各クラッチ、ブレーキ、ワンウェイクラッチを、第5図に示す組合せで作動させることにより同図に示すようなDレンジにおける前進6段とRレンジの各変速比を得ることができる。この図においてはLレンジについては省略してあり、また(○)印は動力伝達には無関係となっている。このときのDレンジとRレンジでの変速比は第6図に示す通りである。他の構成及び作用については前記第1実施例と同一である。

(第3実施例)

第7～9図は第3実施例であり、これは第2請求項に応する。ここでは、第1実施例の各構成要素に第6クラッチC6が加えられて構成されている。すなわち、第3ビニオンキャリヤPC3と第3サンギヤS3との間に第6クラッチC6を介在させるとともに、第3ワンウェイクラッチC3C3を第3ブレーキB3と並列に配置して、第1ビニオンキャリヤPC1と第3リングギヤR3との間に第4クラッチC4のみを介在させたものである。

而して、この実施例の遊星歯車列では、各クラッチ、ブレーキ、ワンウェイクラッチを、第8図に示す組合せで作動させることにより同図に示すようなDレンジにおける前進8段とRレンジの各変速比を得ることができる。この図においてもLレンジについては省略してあり、また(○)印は動力伝達には無関係となっている。このときのDレンジとRレンジでの変速比は第9図に示す通りである。他の構成及び作用については前記第1実施例と同一である。

【発明の効果】

以上説明したように、この発明にあっては、前記従来の特開昭60-188646号公報に記載された遊星歯車列の2対の減速歯車組に代えて遊星歯車組を1組増加させたことにより、遊星歯車列の形状が大型になることを抑制したほか、副輪も省略できたために、変速機全体の小型化を達成することができる。また、第1請求項の発明にあっては前進5段又は6段の変速比を得ることができるし、第2請求項の発明にあっては前進8段の変速比を得ることができて、変速比の設定の自由度が増加するという効果もある。

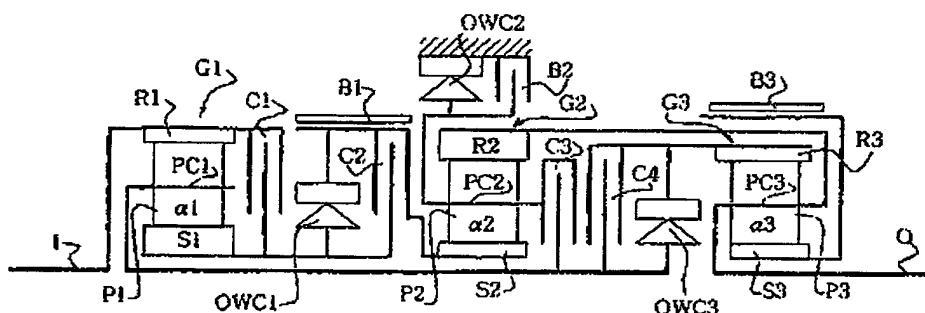
【図面の簡単な説明】

第1図は第1実施例の遊星歯車列を示す説明図、第2図は第1図の遊星歯車列の各変速段において作動する部材の組合せを示す説明図、第3図は第2図の各変速段における変速比を例示する説明図、第4図は第2実施例の遊星歯車列を示す説明図、第5図は第4図の遊星歯車列*

*の各変速段において作動する部材の組合せを示す説明図、第6図は第5図の各変速段における変速比を例示する説明図、第7図は第3実施例の遊星歯車列を示す説明図、第8図は第7図の遊星歯車列の各変速段において作動する部材の組合せを示す説明図、第9図は第8図の各変速段における変速比を例示する説明図である。

I.....入力軸、O.....出力軸、G1.....第1遊星歯車組、G2.....第2遊星歯車組、G3.....第3遊星歯車組、S1.....第1サンギヤ、S2.....第2サンギヤ、S3.....第3サンギヤ、P1.....第1ビニオン、P2.....第2ビニオン、P3.....第3ビニオン、PC1.....第1ビニオンキャリヤ、PC2.....第2ビニオンキャリヤ、PC3.....第3ビニオンキャリヤ、R1.....第1リングギヤ、R2.....第2リングギヤ、R3.....第3リングギヤ、C1～C6.....第1～第6クラッチ、B1～B3.....第1～第3ブレーキ、OWC1～OWC3.....第1～第3ワンウェイクラッチ。

【第1図】



【第2図】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	B3	OWC1	OWC2	OWC3
D	I							O	O	O
	2					O		O	O	O
	3	O			(O)		O			O
	4	O		O			(O)	O		
	5	O		O	O		(O)			
R	O	O				O				
	1	(O)		(O)		(O)	O	O	O	O
L	2	(O)		(O)	O		O	O		O
	3	O		(O)			O			O
	4	O	(O)	O			(O)	O		

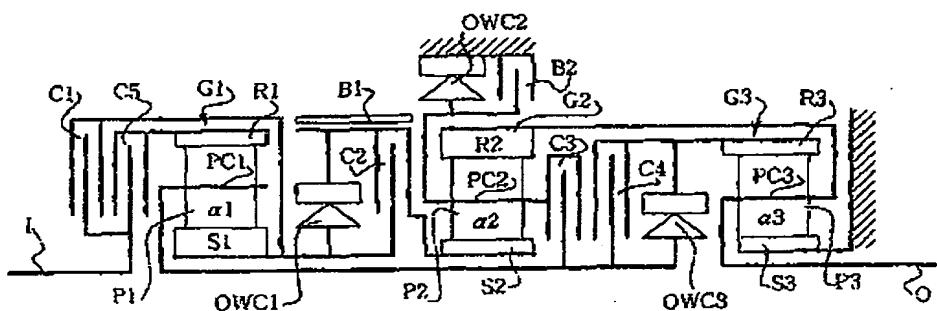
() 内: 動力伝達
に関係無し

() 内: エンジン
ブレーキ時
のみ動力伝達

【第3図】

	α_1 α_2 α_3	0.45 0.31 0.37	0.50 0.35 0.35	0.45 0.35 0.35
1	$(1 + \alpha_1)(1 + \alpha_3) + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}$	3.438	3.454	3.243
2	$(1 + \alpha_1)(1 + \alpha_3)$	1.987	2.025	1.958
3	$1 + \alpha_3$	1.370	1.350	1.350
4	1	1.000	1.000	1.000
5	$\frac{1}{1 + \alpha_2}$	0.763	0.741	0.741
R	$\frac{-1}{\alpha_2}$	-3.23	-2.86	-2.86

【第4図】



【第5図】

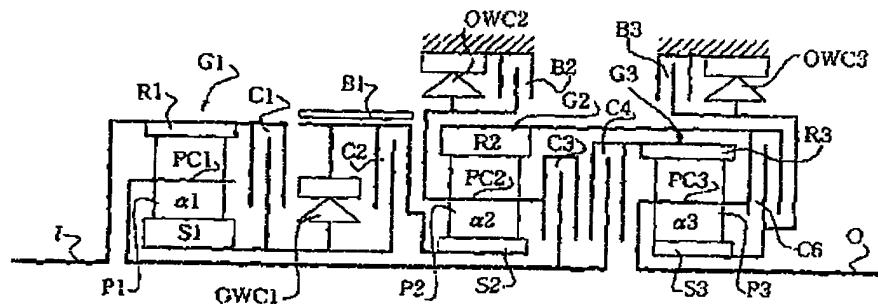
	C1	C2	C3	C4	C5	B1	B2	OWC1	OWC2	OWC3
D	1				O			O	O	O
	2				O	O		O		O
	3	O			O	(O)				O
	4			O	O	O		O		
	5	O	O		(O)			O		
	6	O	O		(O)	O				
R	O	O					O			

() 内: 動力伝達
に關係無し

【第6図】

	α_1 α_2 α_3	0.50 0.30 0.40	0.50 0.30 0.35	0.45 0.30 0.45
1	$(1 + \alpha_1) (1 + \alpha_3) + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}$	3.767	3.692	3.603
2	$(1 + \alpha_1) (1 + \alpha_3)$	2.100	2.025	2.108
3	$1 + \alpha_3$	1.400	1.350	1.450
4	$\frac{1 + \alpha_1}{1 + \alpha_2}$	1.154	1.154	1.115
5	1	1.000	1.000	1.000
6	$\frac{1}{1 + \alpha_2}$	0.769	0.769	0.769
R	$\frac{-1}{\alpha_2}$	-3.33	-3.33	-3.33

【第7図】



【第8図】

	C1	C2	C3	C4	C6	B1	B2	B3	OWC1	OWC2	OWC3
D	1				O				O	O	O
	2			O	O				O	O	
	3		O	O					O		O
	4	O	O	O					O		
	5	O	O								O
	6		O	(O)		O			O		
	7	O	O	(O)	(O)				O		
	8	O	O	(O)	O						
R	O	O					O				

() 内は
動力伝達に
無関係

【第9図】

	$\alpha 1$ $\alpha 2$ $\alpha 3$	0.50 0.35 0.35	0.55 0.35 0.35	0.57 0.35 0.35
1	$(1 + \alpha 1) (1 + \alpha 3) \div \frac{\alpha 1}{\alpha 2}$	3.454	3.664	3.748
2	$(1 + \alpha 1) \div \frac{\alpha 1}{\alpha 2}$	2.929	3.121	3.199
3	$(1 + \alpha 1) (1 + \alpha 3)$	2.025	2.093	2.120
4	$1 + \alpha 1$	1.500	1.550	1.570
5	$1 + \alpha 3$	1.350	1.350	1.350
6	$\frac{1 + \alpha 1}{1 + \alpha 2}$	1.111	1.148	1.163
7	1	1.000	1.000	1.000
8	$\frac{1}{1 + \alpha 2}$	0.741	0.741	0.741
R	$\frac{-1}{\alpha 2}$	-2.86	-2.86	-2.86

フロントページの続き

(56)参考文献

特開 昭60-188646 (J P, A)
 特開 昭60-65942 (J P, A)
 特開 平2-296042 (J P, A)
 特開 昭61-70252 (J P, A)
 特開 昭59-222644 (J P, A)

(58)調査した分野(Int.CI.)、DB名

F16H 3/44 - 3/78

THIS PAGE BLANK (USPTO)